

DOI:10.3969/j.issn.2097-0706.2023.04.011

新型太阳能热回收准二级压缩热泵系统特征 气候运行性能分析

Operation performance analysis on a novel solar heat recovery quasi two-stage
compression heat pump system under typical weather conditions

蔺连杰¹, 范毅^{1*}, 李晶², 赵旭东², 李云海²

LIN Lianjie¹, FAN Yi^{1*}, LI Jing², ZHAO Xudong², LI Yunhai²

(1. 上海电力大学 能源与机械工程学院, 上海 200120; 2. 英国赫尔大学, 英国 赫尔 HU6 7RX)

(1.College of Energy and Mechanical Engineering, Shanghai University of Electric Power,
Shanghai 200120, China; 2.University of Hull, Hull HU6 7RX, Britain)

摘要: 针对目前建筑供暖/制冷能耗问题, 提出了一种利用新型热回收式准二级压缩热泵的太阳能热泵供暖/制冷系统。通过建立系统仿真模型, 分析了该系统在中国 3 种特征气候(重庆、太原、乌鲁木齐)下的运行情况。研究结果表明: 该系统可利用新型热回收技术与太阳能光伏光热技术为建筑供暖、供冷, 回收热量约占重庆、太原、乌鲁木齐房屋负荷的 12%, 光热供能占总负荷的 30%, 20%, 15%; 光伏利润占重庆、太原、乌鲁木齐房屋总运营成本的 38%, 26%, 18%。可再生能源在新型热回收式准二级压缩热泵系统中起到了关键作用, 可极大提升系统性能并减少碳排放。

关键词: 太阳能热泵; 供暖/供冷; 回收式准二级压缩热泵; 热回收; 太阳能光伏光热; 特征气候

中图分类号: TK 01⁺9; TP 391.9

文献标志码: A

文章编号: 2097-0706(2023)04-0074-07

Abstract: To solve the problems of current energy consumption in building heating/cooling, a novel solar heat recovery quasi two-stage compression heat pump is proposed to be applied in heating/cooling systems. A system simulation model is established to analyze its operation performance under typical climatic conditions of three regions in China (Chongqing, Taiyuan and Urumqi). The research results show that the system can provide heat and cold energy for buildings with the new heat recovery technology, solar photovoltaic and solar thermal technologies. The recovered energy of Chongqing, Taiyuan and Urumqi takes about 12% of their total loads, and solar thermal energy of the three regions makes up 30%, 20% and 15% of their total loads, and PV profits accounted for 38%, 26% and 18% of their total operating costs, respectively. It can be seen that renewable energy plays a key role in new systems by greatly improving system performance and reducing carbon emissions.

Keywords: solar heat pump; heating and cooling; heat recovery; secondary compression heat pump; solar heat pump heating; system performance investigation

0 引言

随着我国经济的高速发展、城市化的推进和人民生活水平的提高, 建筑能耗日益增加, 建筑节能成为社会关注的热点^[1-2]。利用电网电能和低品位能源, 可为建筑物和基础设施提供稳定的供热能力, 热泵已广泛应用于暖通空调系统以提高其效

率。进入 21 世纪, 中国建筑冷暖用热泵系统发展非常迅速, 对建筑节能起到了积极的作用^[3-5]。热泵从可再生能源(空气、地下水和水)中获取能量, 被认为是提高住宅和商业建筑能效最有前景的技术^[6]。根据欧盟的一份报告, 到 2020 年, 热泵有助于提高社会 20% 的能源效率^[7]。尽管通过使用热泵技术提高了混合自动电压控制(HAVC)系统的性能, 但长时间运行和低环境温度会显著降低热泵的能效, 导致性能系数(COP)在 1.7~3.2。随着太阳能技术的广泛研究与应用, 建筑物中化石燃料的消耗大大减少^[8]。有学者提出了将太阳能技术与热泵组

基金项目: 新疆维吾尔自治区科技厅“科技助力乡村振兴行动”项目(220720)
Technology-based Rural Rejuvenation Project of Xinjiang Association for Science and Technology(220720)

合,形成太阳能辅助热泵(SAHP)系统,该系统可克服独立太阳能加热系统热量供应和需求之间的不匹配以及单个热泵能效低和电费高的问题,系统效率较高且可保持长期稳定运行^[9-10],可为建筑物和基础设施提供可靠、经济、高效的供暖系统。

热回收循环对提高连续热回收吸附式热泵的运行性能起着重要作用^[11],本文提出了一种新型太阳能热回收热泵系统,利用热泵实现建筑物内部的热回收^[12]。该系统使用了一种新型热回收式准二级压缩热泵,以提升系统在寒冷气候条件下的性能以及对室内和室外环境变化的反应速度。

1 新型太阳能热回收热泵

1.1 系统配置

新型太阳能热回收热泵系统旨在为建筑提供

空间供暖、制冷和热水^[13]。太阳能和建筑物通风系统排出空气的废热被用于提高能源效率和减少电力消耗。

新型太阳能热回收热泵系统通过控制系统管道中的三通阀来切换加热模式和冷却模式,如图1所示。该系统包括:(1)微型通道集热器阵列;(2)光伏板;(3)快速响应储热/换热器;(4)热回收装置与关联运行的新型热回收式准二级压缩热泵^[14],热回收装置使用逆流式空气-空气板翅式热交换器(PFHE),可以随时提供新鲜空气并可在新型热回收式准二级压缩热泵停止运行时从建筑物的排气中回收部分热量,为了实现热回收装置与新型热回收式准二级压缩热泵之间的设备切换,在排气管道中安装了一个三通风门;(5)家用热水箱;(6)地暖盘管。

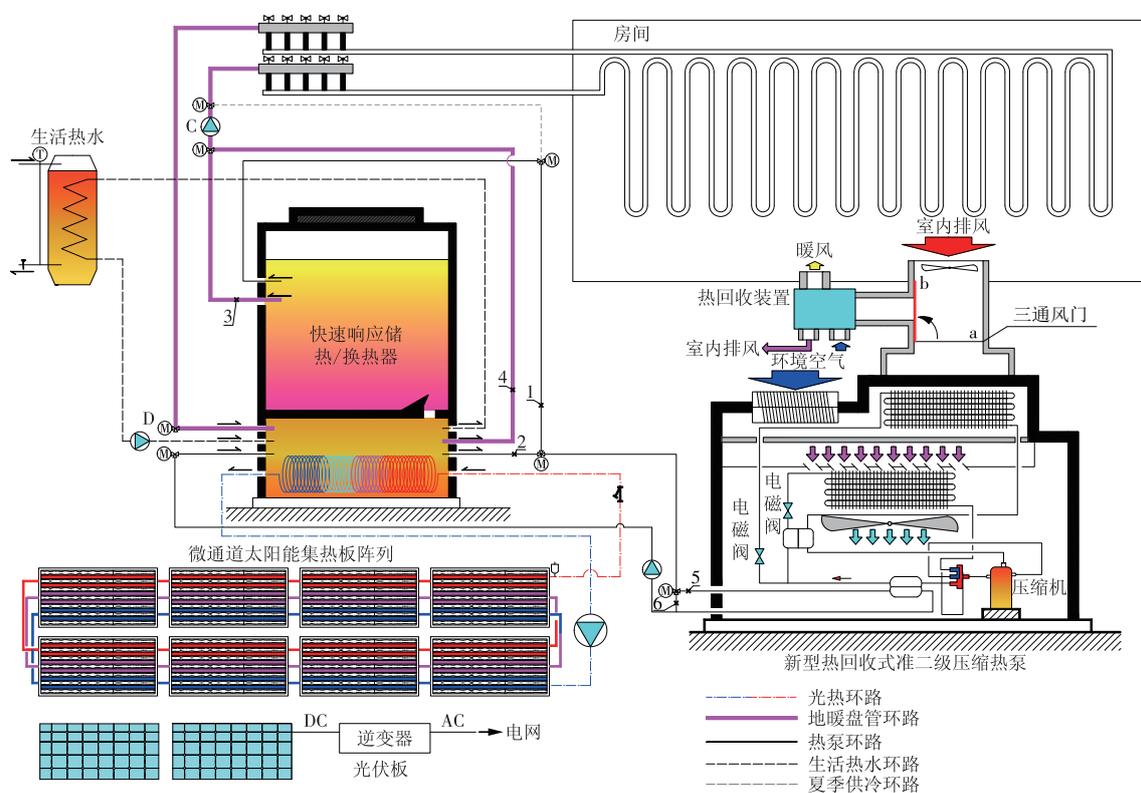


图1 新型太阳能热回收热泵系统示意

Fig. 1 Structure of the novel solar heat recovery heat pump system

系统设备参数见表1。

1.2 运行模式

加热模式下系统有4个液体环路,包括光热环路、热泵环路、生活热水环路和用于空间加热的地暖盘管,如图2所示。光热环路是一个闭合环路,充满防冻液,用于传输微型通道集热器阵列收集的热量,地暖盘管根据系统运行状态使用三通电磁阀在快速响应储热/换热器底部和上部(分别为管道4和3)之间选择环路入口;热泵环路中有2个三通电磁

阀用于控制系统运行,一个电磁阀用于在快速响应储热/换热器底部和上部之间切换(分别为管道2和1),另一个电磁阀则用于控制热泵的旁路(管道6);生活热水环路连接到快速响应储热/换热器底部。

此外,系统在风管中安装了三通风门,用于在新型热回收式准二级压缩热泵和热回收装置之间切换,以充分利用建筑排气。风门可位于位置a和位置b(如图1所示):风门位于位置a时,排出的室内空气进入热回收装置;风门处于位置b时,排出的

表 1 系统设备参数

Table 1 Parameters of the system equipment

设备名称	尺寸	单位	数量	技术参数
光伏板	1 m×2 m	块	4	最大输出功率 300 W
微通道集热器	1 m×2 m	块	8	最大输出功率 1 000 W
新型热回收式准二级压缩热泵	1.5 m×0.5 m×1.0 m	台	1	额定产热量 12 000 W
快速响应储热/换热器	直径 1.19 m, 高 1.38 m	台	1	储水量 1.5 m ³
热回收装置	0.3 m×0.8 m×0.5 m	台	1	流量 250 m ³ /h
地埋盘管	盘管直径 16 mm	m	300	材料 PE-X

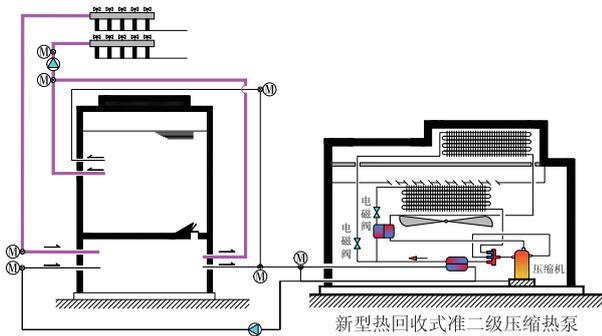


图 2 供暖模式

Fig. 2 Heating mode

室内空气直接进入新型热回收式准二级压缩热泵，

以提高热泵的性能。

供冷模式下系统有 3 个液体环路,包括光热环路、热泵环路和生活热水环路。在供冷模式下,热泵直接向盘管提供冷却能量,如图 3 所示。

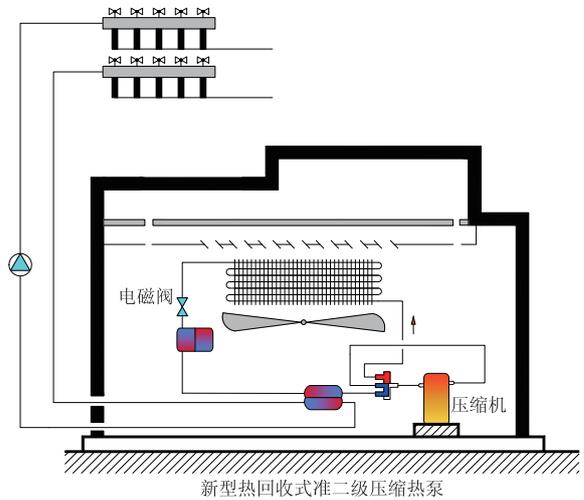


图 3 供冷模式

Fig. 3 Cooling mode

光热环路和生活热水环路的流动模式与加热模式相同,热回收装置的操作也与加热模式相同。

1.3 控制策略

系统控制策略见表 2。

表 2 系统控制策略

Table 2 System control strategies

时间	运行模式	条件	控制详情
	系统停滞	$t_r = 23\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} < t_{upt}$	除了太阳能电池阵列和热回收装置,整个系统停止运行(AD: a)
	太阳能蓄热	$t_r \geq 23\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} - 5\text{ }^\circ\text{C} \geq t_{upt}$	收集到的太阳能从快速响应储热换热器的底部转移到上部,储存起来供以后使用(PL: 1, 6; AD: a)
	太阳能底部供热	$t_r < 18\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} > 42\text{ }^\circ\text{C}$	收集的太阳能直接从快速响应储热换热器的底部用于空间加热(PL: 4; AD: a)
白天	太阳能蓄热与放热	$t_r < 18\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} > 42\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} - 5 \geq t_{upt}$	收集到的太阳能被传输和储存在快速响应储热换热器的上部,同时系统从快速响应储热换热器的下部提供空间加热(PL: 4, 1, 6; AD: a)
	太阳能与热泵底部供热	$t_r < 18\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} < 38\text{ }^\circ\text{C}$	来自太阳能集热器和热回收式准二级压缩热泵的热量同时加热快速响应储热换热器的底部,空间加热由快速响应储热换热器的底部提供(PL: 4, 2, 5; AD: b)
	太阳能和热泵加热	$t_r < 18\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} < 35\text{ }^\circ\text{C}$	由于快速响应储热换热器底部温度较低,系统无法为居民提供空间供暖,采用太阳能集热器和热回收式准二级压缩热泵同时对快速响应储热换热器底部进行加热(PL: 2, 5; AD: b)
	家庭热水采暖	$t_{bt} > 50\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} > t_{dht}$	家用热水加热控制策略不与其他系统组件相关联,仅在白天模式下由快速响应储热换热器底部温度控制
	系统停止	$t_r \geq 23\text{ }^\circ\text{C}$	除热回收装置外,整个系统停止(AD: a)
	储能供热	$t_r < 18\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} > 35\text{ }^\circ\text{C}$	在夜间模式下,快速响应储热换热器上部储存的热量优先用于提供空间供暖(PL: 3; AD: a)
夜间	热泵运行	$t_r < 18\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{upt} < 32\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} < 35\text{ }^\circ\text{C}$	由于快速响应储热换热器底部温度较低,系统无法为居民提供空间供暖,采用热回收式准二级压缩热泵对快速响应储热换热器底部进行加热(PL: 2, 5; AD: b)
	热泵底部供热	$t_r < 18\text{ }^\circ\text{C}$ $35\text{ }^\circ\text{C} < t_{bt} < 45\text{ }^\circ\text{C}$	热回收式准二级压缩热泵用于加热快速响应储热换热器的底部部分;同时,系统从快速响应储热换热器底部提供空间加热(PL: 4, 2, 5; AD: b)
	底部供暖	$t_r < 18\text{ }^\circ\text{C}$ $t_{bt} > 45\text{ }^\circ\text{C}$	该系统从快速响应储热换热器的底部提供空间加热(PL: 4; AD: b)

注: t_r, t_{bt}, t_{upt} 分别为室温、水箱底部温度、水箱上部温度; PL 为不同三通阀位置下的管路位置; AD 为三通风门阀位。

2 系统数学模型

2.1 微通道集热器

微通道集热器效率计算公式为^[15]

$$\eta_{sp,oto} = 0.81 - 3.6\left(\frac{t_{f,in} - t_a}{E}\right), \quad (1)$$

式中: E 为辐照度, W/m^2 ; $t_{f,in}$ 与 t_a 分别为流体入口温度与环境温度, $^{\circ}C$ 。

2.2 热泵压缩机

准二级压缩机内部工作情况如图 4 所示(图中: q_m 为进入压缩机的质量流量, kg/s ; 8a, 8b 为压缩过程的状态点; ρ 为工质密度, kg/m^3 ; p 为工质压强, Pa)。

压缩机分为低压室、高压室与混合室,低压室制冷剂质量流量 $q_{m,v1}$ 和高压室制冷剂质量流量 $q_{m,tot}$ 可表示为

$$q_{m,v1} = \rho_8 \eta_{v1} V_{v1} \frac{n_c}{60}, \quad (2)$$

$$q_{m,tot} = \rho_5 \eta_{v2} V_{v2} \frac{n_c}{60}, \quad (3)$$

式中: V_{v1} 为低压室体积, $8 \times 10^{-5} m^3$; V_{v2} 为高压室体积, $5.6 \times 10^{-5} m^3$; η_{v1} 与 η_{v2} 分别为低压室与高压室容积效率; ρ_8 为混合工质密度, kg/m^3 ; ρ_5 为吸气口工质密度, kg/m^3 ; n_c 为压缩机转速。

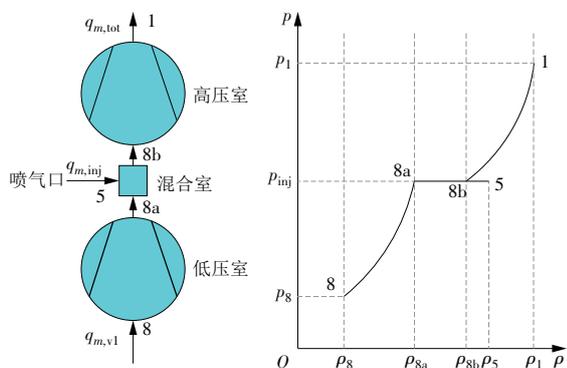


图 4 准二级压缩机工作过程

Fig. 4 Working flow of the quasi two-stage compressor

2.3 热回收装置

热回收装置换热运用热单元数 (NTU) 法计算, 换热量 Q_1 可表示为

$$Q_1 = \varepsilon c_{\min}(t_{1,in} - t_{2,in}) = c_1(t_{1,in} - t_{1,out}) = c_2(t_{2,out} - t_{2,in}), \quad (4)$$

$$\varepsilon = 1 - \exp\left\{\frac{N^{0.22}}{r} [\exp(-rN^{0.78}) - 1]\right\}, \quad (5)$$

式中: ε 为换热效率; N 为 NTU; c_1, c_2 分别为高、低温流体比热容, $J/(kg \cdot ^{\circ}C)$; c_{\min} 为比热容最小的流体比热容, $J/(kg \cdot ^{\circ}C)$; r 为比热容的比值; $t_{1,in}$ 为热气体入

口处的温度, $^{\circ}C$; $t_{1,out}$ 为热气体出口处的温度, $^{\circ}C$; $t_{2,in}$ 为冷气体入口处的温度, $^{\circ}C$; $t_{2,out}$ 为冷气体出口处的温度, $^{\circ}C$ 。

2.4 盘管计算

地暖盘管换热量为

$$Q_2 = c_p m (t_{out} - t_{in}), \quad (6)$$

式中: Q_2 为换热量, J ; c_p 为比定压热容, $J/(kg \cdot ^{\circ}C)$; m 为质量, kg ; $t_{out} - t_{in}$ 为温度差, $^{\circ}C$ 。

3 案例研究

本文选取中国从南到北 3 个城市进行系统模拟, 分别为重庆($29.43^{\circ}N, 106.91^{\circ}E$)、太原($37.87^{\circ}N, 112.54^{\circ}E$)和乌鲁木齐($43.83^{\circ}N, 87.62^{\circ}E$)。重庆、太原和乌鲁木齐分别位于夏热冬冷地区、寒冷地区和严寒地区。夏热冬冷地区最冷月份的平均温度为 $0 \sim 10^{\circ}C$, 最热月份的平均温度为 $25 \sim 30^{\circ}C$; 寒冷地区最冷月份的平均温度为 $-10 \sim 0^{\circ}C$, 日平均温度低于 $5^{\circ}C$ 的有 $90 \sim 145$ d; 极冷地区最冷月份的平均温度低于 $-10^{\circ}C$, 日平均温度低于 $5^{\circ}C$ 的超过 145 d。

提供的房屋正面朝南, 面积为 $100 m^2$, 长 $14 m$, 宽 $7 m$, 高 $4 m$, 如图 5 所示。建筑围护结构的传热系数见表 3。建筑构件的热特性与普通房屋的实际参数相同, 因此可准确反映住宅的热负荷。

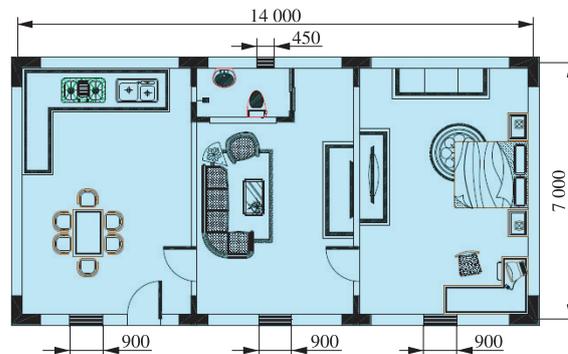


图 5 案例供冷/供暖房屋

Fig. 5 Case study of roof cooling/heating systems

表 3 建筑围护结构传热系数

Table 3 Building envelope and heat transfer

coefficient		$W/(m^2 \cdot ^{\circ}C)$
建筑部分	建筑结构	传热系数
墙体	240 mm 混凝土+8 mm 粘结砂浆+50 mm 外墙聚苯板保温+10 mm 外饰面	0.42
外门	松木板木门	2.90
窗户	3mm 双层断桥铝合金窗	1.54
屋顶	水泥层+防水层+保温窗	0.37

通过 Energy Plus 软件从天气数据库中提取重庆、太原和乌鲁木齐的相应初始和边界条件, 即太

阳辐照度、气温、风速和水温。模型运行过程中,假设系统每天工作 24 h,热泵在 50 °C 的冷凝温度下运行,冬季用于空间加热,夏季用于冷却。太阳能光伏光热板的安装角度与城市当地的纬度相同。经济数据,如资本成本、可再生能源上网电价、系统寿命和空气污染物排放系数也输入程序中进行计算。

4 结果和讨论

根据当地天气条件和动态模拟,不同城市房屋的实时负荷如图 6 所示。房屋的整体负荷包括环境温度和室温之间产生的温差负荷、由太阳辐射引起的负荷以及由新鲜空气引入的负荷。显然,总负荷的变化趋势与温差负荷相似,这意味着总负荷由温差负荷主导。夏季,除了温差负荷,太阳辐射负荷是将冷负荷引入房屋的另一个主要因素。重庆、太原和乌鲁木齐房屋的日负荷差分别为 5.0,7.0,5.0 kW,因此,系统在保持室温及时灵活调整运行状态方面面临巨大挑战。太原和乌鲁木齐最冷的月份,即 1 月和 12 月,最高热负荷达 12.0 kW,8 月最高冷负荷达 4.5 kW,因此位于太原和乌鲁木齐市的房屋主要由围护结构温差负荷控制。重庆的供热和制冷负荷绝对值相同,为 6.0 kW。

根据系统不同部件的性能,可以得出不同城市新型太阳能热泵系统的月产热量和 COP,如图 7 所示。冬季供暖季和夏季制冷季的发热量和制冷量较高,过渡季节(4—7 月,9—11 月)供热和制冷能力相对较低。可以看出,系统产热量低时系统 COP 高,而产热量高时系统 COP 低,这是由于系统产热量来自太阳能与热泵 2 部分,冬季需要热泵生产大量热量且室外温度较低,导致系统整体 COP 较低。

热回收是新系统的主要特点,图 8 显示了重庆、太原和乌鲁木齐房屋的新型热回收式准二级压缩热泵从建筑物排气回收的热量。由图 8 可知:冬季回收热量较多,夏季较少,过渡季热泵停运没有数据。重庆、太原和乌鲁木齐房屋的新型热回收式准二级压缩热泵年总回收能量分别为 896.11,3 900.71,3 724.41 kW·h。由此可见,除过渡季外,热回收式准二级压缩热泵可以较好地回收建筑排风热量,这部分热量是由室内外温差造成的。

图 9 为不同城市的太阳能热回收热泵系统中太阳能、新型热泵及热回收装置的供能占比,新型热泵为系统提供了大部分能源,热回收装置为系统提供约 12% 的能量。

系统配有 4 块光伏板,每块光伏板的面积为 2 m²。重庆、太原、乌鲁木齐房屋的年光伏发电量分别为 1 745.58,1 955.42,1 917.31 kW·h,而山西的

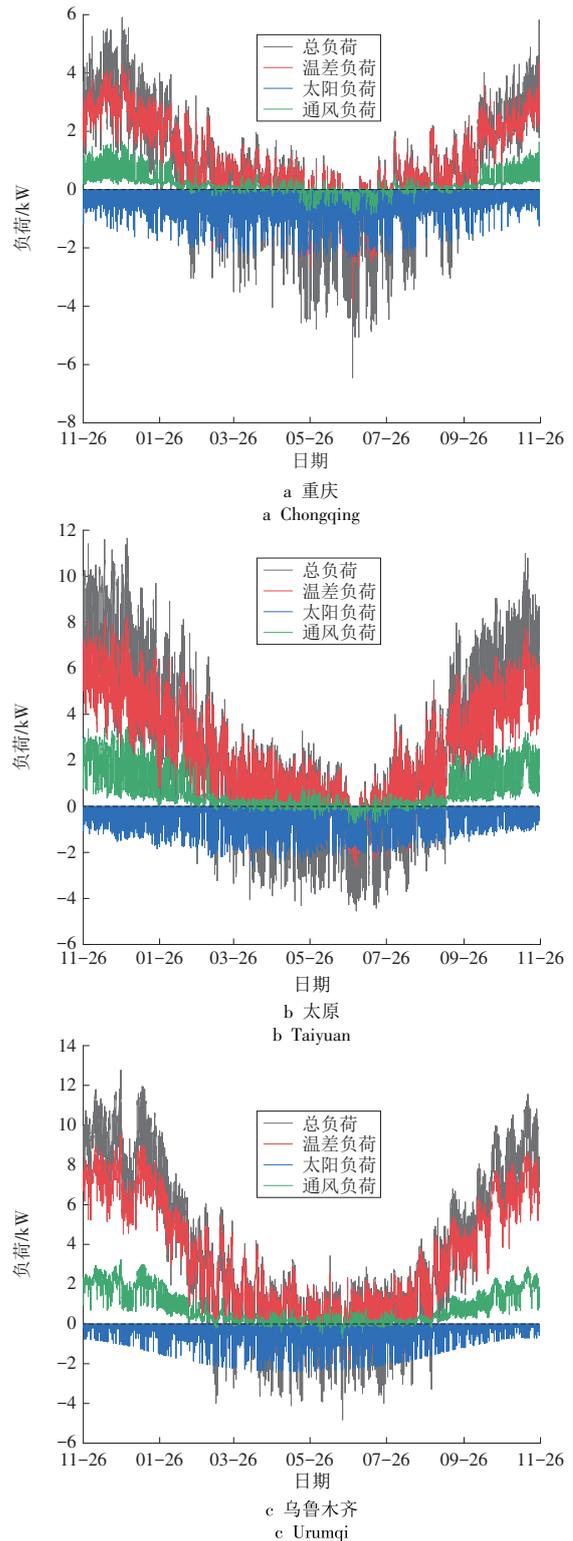


图 6 不同城市房屋实时负荷

Fig. 6 Real-time loads in different cities

上网电价是 0.75 元/(kW·h),即系统一年可通过光伏上网盈利 1 309.18,1 466.57,1 437.98 元。考虑光伏的发电量,重庆、太原、乌鲁木齐房屋系统的年运行成本分别为 2 136.03,4 174.08,6 550.79 元。如图 10 所示,光伏利润占重庆、太原和乌鲁木齐系统总运营成本的 38%,26%,18%,从而使系统更经济并大幅降低了化石燃料的消耗量。

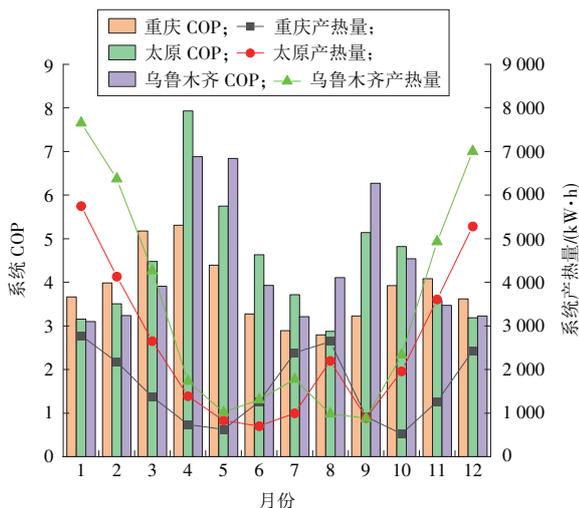


图 7 不同城市房屋系统 COP 与产热量

Fig. 7 COPs and heat productions of the roof cooling/heating system in different cities

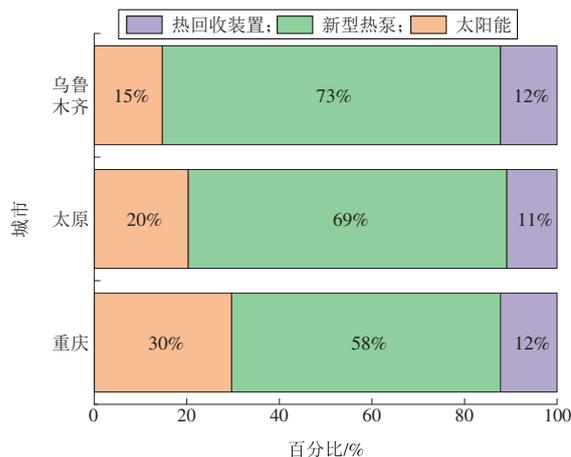


图 9 不同城市房屋太阳能、新型热泵及热回收装置供能占比

Fig. 9 Proportions of energy provided by the solar system, new heat pump and heat recovery system in different cities

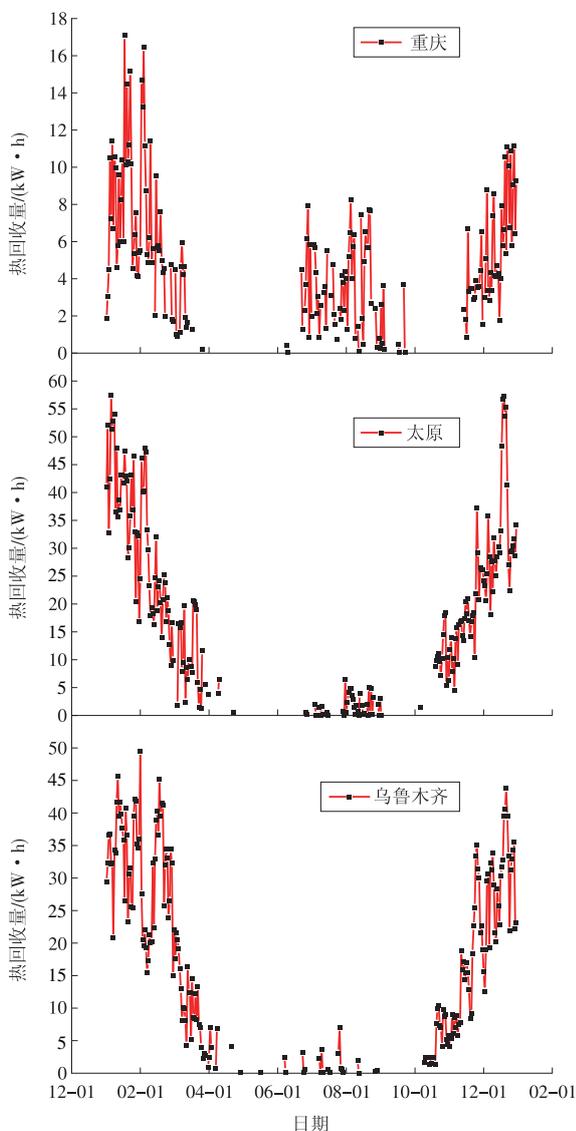


图 8 不同城市房屋新型热回收式准二级压缩热泵回收热量

Fig. 8 Heat recovered by the novel heat recovery quasi two-stage compression heat pump system

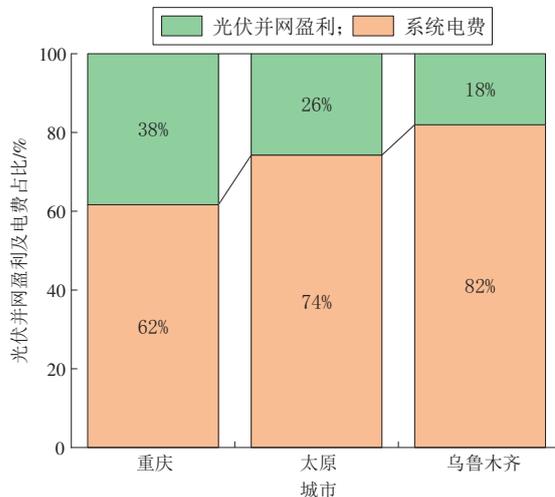


图 10 不同城市房屋光伏并网盈利及电费占比

Fig. 10 Earnings of the grid-connected roof PV system in different cities and the ratio of the earning to electricity charge

5 结论

本文提出一种新型热回收准二级压缩热泵供热系统,该系统在重庆、太原及乌鲁木齐的年总回收热量分别为 896.11, 3 900.71, 3 724.41 kW·h; 全年平均 COP 分别为 3.86, 4.40, 4.39; 全年产热量分别为 19 111.35, 30 406.84, 40 272.09 kW·h。

该系统可利用新型热回收技术与太阳能光伏光热技术为建筑供暖、供冷,其中热回收热量约占重庆、太原、乌鲁木齐房屋系统负荷的 12%; 光热供能占重庆、太原、乌鲁木齐房屋系统负荷的 30%, 20%, 15%; 光伏利润占重庆、太原和乌鲁木齐房屋系统总运营成本的 38%, 26%, 18%。由此可见,可再生能源在新型系统中起到了关键作用,可极大提升系统性能并减少碳排放。

参考文献:

- [1]ZHANG H, ZHAO H, LI Z. Waste heat recovery and water-saving modification for a water-cooled gas-steam combined cycle cogeneration system with absorption heat pump [J]. Energy Conversion and Management, 2019, 180: 1129-1138.
- [2]SHAH S K, AYE L, RISMANCHI B. Multi-objective optimisation of a seasonal solar thermal energy storage system for space heating in cold climate [J]. Applied Energy, 2020, 268: 115047.
- [3]NI L, DONG J, YAO Y, et al. A review of heat pump systems for heating and cooling of buildings in China in the last decade[J]. Renewable Energy, 2015, 84:30-45.
- [4]WANG X, LI C, SHANG J, et al. Strategic choices of China's new energy vehicle industry: An analysis based on ANP and SWOT[J]. Energies, 2017, 10(4): 1-27.
- [5]WALLIN J, MADANI H, CLAESSEON J. Run-around coil ventilation heat recovery system: A comparative study between different system configurations[J]. Applied Energy, 2012, 90 (1):258-265.
- [6]GAO X, ZHANG J, ZHENG L, et al. Heating and Refrigeration through residual heating from investment casting process based on heat pump [J]. Special Casting & Non-ferrous Alloys, 2011, 31 (12):1131-1133.
- [7]MARINELLI S, LOLLI F, GAMBERINI R, et al. Life Cycle Thinking (LCT) applied to residential heat pump systems: A critical review[J]. Energy and Buildings, 2019, 185: 210-223.
- [8]CUI C, ZHANG X, CAI W. An energy-saving oriented air balancing method for demand controlled ventilation systems with branch and black-box model [J]. Applied Energy, 2020, 264: 114734.
- [9]MOIÀ -POL A, PUJOL-NADAL R, MARTÍNEZ-MOLL V, et al. Study case of solar thermal and photovoltaic heat pump system for different cities in Turkey [C]// 11th ISES EuroSun Conference. Palma, 2016:762-766.
- [10]LIANG R B, ZHOU C, ZHANG J L, et al. Characteristics analysis of the photovoltaic thermal heat pump system on refrigeration mode: An experimental investigation [J]. Renewable Energy, 2020, 146: 2450-2461.
- [11]WU J Y, WANG R Z, XU Y X. Dynamic analysis of heat recovery process for a continuous heat recovery adsorption heat pump[J]. Energy Conversion and Management, 2002, 43(16):2201-2211.
- [12]CHEN A X, CHEN Z, RAN C Y, et al. Application analysis on the heat recovery technology of heat pump in energy saving of air conditioning in the severe cold regions [C]//4th International Conference on Renewable Energy and Environmental Technology (ICREET 2016). Atlantis Press, 2017: 174-179.
- [13]LIU Z B, LI W J, ZHANG L, et al. Experimental study and performance analysis of solar-driven exhaust air thermoelectric heat pump recovery system [J]. Energy and Buildings, 2019, 186:46-55.
- [14]FAN Y, LI J, ZHAO X, et al. A proof-of-concept study of a novel ventilation heat recovery vapour injection air source heat pump[J]. Energy Conversion and Management, 2022, 256: 115404.
- [15]FAN Y, ZHAO X, LI G, et al. Analytical and experimental study of an innovative multiple-throughout-flowing micro-channel-panels-array for a solar-powered rural house space heating system [J]. Energy, 2019, 171: 566-580.

(本文责编:刘芳)

收稿日期:2022-10-22;修回日期:2023-03-28
 上网日期:2023-04-25;附录网址:www.ienergy.cn

作者简介:

蔺连杰(1999),男,在读硕士研究生,从事太阳能热泵供暖研究;

范毅*(1990),男,副教授,博士,从事太阳能热泵供暖、氢能 CHP 系统、氢燃料电池无人机等方面的研究, yifan0112@shiep.edu.cn;

赵旭东(1965),男,欧洲科学院院士,教授,博士生导师,博士,从事超高能效近零碳露点空调、高效太阳能热电转化、超高能效热管及热泵技术等方面的研究。

*为通信作者。